

УЛК 621.83.519.8

Искрицкий В. М., Водолазская Н. В.

О ПАРНОМ НАГРУЖЕНИИ КРЕПЕЖНЫХ ДЕТАЛЕЙ ГРУППОВОГО РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ В РЕЖИМЕ ОДНООБХОДНОЙ ЗАТЯЖКИ

Технологический процесс сборки изделий является заключительным и достаточно ответственным этапом производственного процесса [1]. От его качественного выполнения зависит дальнейшая эксплуатационная надежность выпускаемой продукции в целом и отдельных ее узлов и соединений [2].

Одним из наиболее распространенных видов собираемых соединений являются резьбовые соединения, на долю которых приходится 25...35 % всех сборочных операций [3, 4]. При выполнении этих операций появляется проблема выбора способа затяжки резьбовых соединений и соответствующего оборудования. Обычно при массовой сборке мелких резьбовых деталей рекомендуется использовать автоматизированную и автоматическую сборку [5, 6, 7, 8], для резьбовых соединений средних диаметров применяют ударную затяжку [9, 10, 11, 12]. А для крупных резьбовых соединений целесообразно использовать гайковерты статического действия [13], особенно при затяжке групповых резьбовых соединений (ГРС) [14].

Сборка ГРС предусматривает получение в крепёжных деталях (болтах, шпильках и т. п.) сравнительно одинаковых осевых усилий, равномерно нагружающих уплотнительную прокладку. Сложность обеспечения равномерных осевых усилий в крепёжных деталях связана с уменьшением этих усилий в ранее затянутых болтах при поочередной затяжке последующих болтов. В качестве варианта решения проблемы в этом случае можно предложить применение специального оборудования [15]. Однако для сборки крупных резьбовых соединений нет возможности использовать стационарные сборочные автоматы и многошпильные установки. Определенная проблема существует при ремонтах, например, металлургического и нефтехимического оборудования, а также при его техническом обслуживании в период эксплуатации [16]. Частично решить эту проблему можно, если производить одновременную затяжку двух диаметрально противоположных гаек с помощью двухпозиционных гидравлических гайковертов [17]. Такая парная затяжка позволяет более равномерно нагружать детали стыка, не допускать перекосы фланца, избегать нагружения стержней болтов изгибающими моментами. При этом определение изменения степени нагружения ранее затянутых крепёжных деталей группового резьбового соединения приобретает актуальное значение при разработке оптимального алгоритма их сборки, определении необходимого числа обходов затяжки, выбора необходимых усилий в крепёжных деталях.

Целью данной работы является разработка алгоритмической модели процесса сборки групповых резьбовых соединений, позволяющей определять зависимости осевых усилий в затянутых крепёжных деталях от конструктивных особенностей резьбового соединения, податливости его элементов, а также рассчитывать коэффициенты перегрузки в ГРС при однообходной затяжке.

Для достижения поставленной цели вначале необходимо рассмотреть расчетную схему группового резьбового соединения (рис. 1), где крепёжные детали представлены упругими элементами с осевой податливостью λ_0 , а размещенные под ними промежуточные детали стыка – с осевой податливостью λ_1 . Эти упругие элементы разделены жесткой (недеформированной) диафрагмой, имеющей форму фланца. Четное количество крепёжных деталей и их симметричное расположение на фланце обеспечивает возможность проведения их парной затяжки [14, 17].

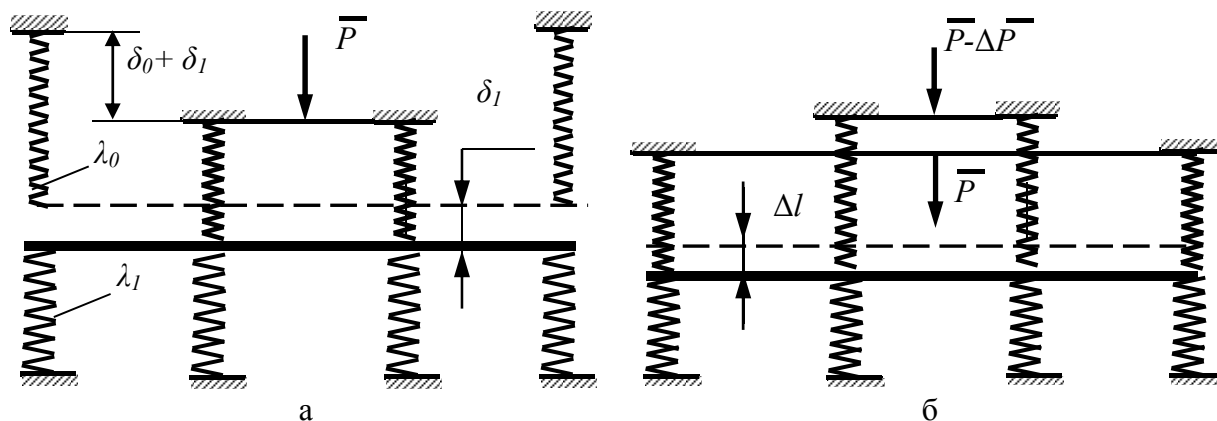


Рис. 1. Нагружение крепёжных деталей ГРС при их парной затяжке:
 а – начальное нагружение первой пары; б – последующее нагружение второй пары

При нагружении первой пары болтов суммарным осевым усилием $P = 2Q$ (рис. 1, а) они получают деформацию $\delta_B = \frac{P}{\lambda_B}$, а промежуточные детали стыка – $\delta_D = \frac{P}{\lambda_D}$. При этом болты второй пары остаются недеформированными.

Последующая затяжка второй пары таким же усилием P приведет к дополнительной деформации деталей стыка на величину Δl (рис. 1, б), величина которой зависит от увеличения осевого усилия в затягиваемой паре крепёжных деталей и от податливости элементов соединения:

$$\Delta l = P \frac{\lambda_0 \cdot \lambda_1}{\lambda_0 + \lambda_1} = P \lambda_0 \cdot \chi, \tag{1}$$

где $\chi = \frac{\lambda_1}{\lambda_0 + \lambda_1}$ – коэффициент основной нагрузки [18].

На эту же величину Δl уменьшится деформация болтов ранее затянутой пары, поэтому их суммарное осевое усилие снизится до величины $P - \Delta P$,

где
$$\Delta P = \frac{P \cdot \lambda_1}{\lambda_0 + \lambda_1} = P \frac{\eta}{1 + \eta}. \tag{2}$$

Здесь $\eta = \frac{\lambda_1}{\lambda_0}$ – относительная податливость деталей стыка.

С учетом введенных обозначений формула (1) примет вид:

$$\Delta l = P \frac{\lambda_0 \cdot \lambda_1}{\lambda_0 + \lambda_1} = P \lambda_0 \cdot \frac{\eta}{1 + \eta}. \tag{3}$$

Аналогичным образом преобразуется и выражение (2).

Таким образом, было установлено, что степень снижения осевых усилий в ранее затянутых болтах зависит от упругих свойств элементов крепёжных и промежуточных деталей стыка, а также от диапазона нагружения и от количества ранее нагруженных затягиваемых деталей.

Как показывает силовой анализ этого процесса [14], последующие нагружения очередных крепежных пар приводят к наполнению этих уменьшенных осевых усилий в ранее затянутых парах в такой закономерности, что после осуществления i -ой затяжки снижения усилия в k -ой паре будет равным:

$$\Delta P_k^{(i)} = P \sum_{j=k}^{i-1} \left(\frac{\eta}{1 + j \cdot \eta} \right). \quad (4)$$

Тогда для ГРС, содержащего $n = 2N$ крепежных деталей, после затяжки последней N -ой пары крепежные детали будут нагружены неравномерно, т. к.:

$$\Delta P_k^{(N)} = P - \Delta P_k^{(N)} < P, \quad (5)$$

а общее усилие затяжки ГРС:

$$Q_N = \sum P_k^N < P \cdot N \quad (6)$$

не обеспечит достижения выполнения требования о герметичности стыка.

Для обеспечения требований герметизации стыка необходимо выполнить расчет усилий нагружения крепежных деталей вначале для случая однообходной затяжке.

При осуществлении такой затяжки ГРС каждая k -я пара должна нагружаться до усилия:

$$P_k = \xi_k \cdot P, \quad (7)$$

где $P = P_H$ – нормированное (требуемое) усилие затяжки;

ξ_k – коэффициент перегрузки k -ой пары при её затяжке.

Указанная неравномерность предварительного нагружения затягиваемых деталей усложняет проведение анализа распределения усилий в крепежных деталях в процессе их затяжки. При расчёте коэффициентов перегрузки ξ_k следует учитывать, что степень снижения усилий в ранее затянутых болтах зависит не только от их количества, но и от диапазона нагружения затягиваемой i -ой пары (от нулевого значения до усилия $P_i = \xi_i \cdot P$). Для определения требуемых значений коэффициентов ξ_k проанализируем изменение осевых усилий в деталях ГРС при этом режиме затяжки.

В результате первой затяжки нагружение первой пары болтов усилием $P_1^{(1)} = \xi_1 \cdot P$ уменьшение нагрузки в ранее затянутых деталях не произойдёт, и детали стыка окажутся сжатыми на величину:

$$\delta_1 = \xi_1 P \cdot \lambda_1. \quad (8)$$

После затяжки второй пары болтов усилием $P^{(2)} = \xi_2 \cdot P$, стягиваемые детали получат дополнительную деформацию сжатия Δl_2 , и их нагружение станет равным:

$$Q_2 = \xi_2 P + \frac{\Delta l_2}{\lambda_1}. \quad (9)$$

Эта дополнительная деформация приведет к разгрузке ранее затянутой пары болтов на величину $\Delta P^{(2)} = \frac{\Delta l_2}{\lambda_0}$, и суммарное осевое усилие в болтах этой пары станет равным

$$P_1^{(2)} = \xi_1 P - \Delta P^{(2)} = \xi_1 P - \frac{\Delta l_2}{\lambda_0}.$$

А общее усилие в болтах после второй затяжки составит:

$$Q_2 = \xi_2 P + \left(\xi_1 P - \frac{\Delta l_2}{\lambda_0} \right). \quad (10)$$

Приравнявая выражения (9) и (10), определим эту дополнительную деформацию:

$$\Delta l_2 = \xi_2 P \frac{\lambda_0 \cdot \lambda_1}{\lambda_0 + \lambda_1}. \quad (11)$$

С учетом этого снижение осевого усилия в болтах первой пары после второй затяжки составит:

$$\Delta P^{(2)} = \xi_2 P \frac{\lambda_1}{\lambda_0 + \lambda_1} = \xi_2 P \frac{\eta}{1 + \eta}. \quad (12)$$

Тогда болты первой пары окажутся затянутыми усилием:

$$P_1^{(2)} = \xi_1 P - \xi_2 P \cdot \frac{\eta}{1 + \eta} = P \left(\xi_1 - \xi_2 \cdot \frac{\eta}{1 + \eta} \right). \quad (13)$$

При этом общее осевое усилие в крепежных деталях после второй затяжки станет равным:

$$Q_2 = \xi_1 P - \xi_2 P \cdot \frac{1}{1 + \eta} + \xi_2 P = P \left(\xi_1 - \xi_2 \cdot \frac{1}{1 + \eta} \right). \quad (14)$$

В результате затяжки третьей пары болтов до усилия $\xi_3 P$ произойдет уменьшение осевых усилий в парах болтов первой и второй затяжек на величину $\Delta P^{(3)} = \frac{\Delta l_3}{\lambda_0}$. Тогда усилие в первой паре после третьей затяжки будет:

$$P_1^{(3)} = \xi_1 P - \xi_2 P \cdot \frac{\eta}{1 + \eta} - \xi_3 P \cdot \frac{\eta}{1 + 2\eta} = P \left(\xi_1 - \xi_2 \cdot \frac{\eta}{1 + \eta} - \xi_3 \cdot \frac{\eta}{1 + 2\eta} \right), \quad (15)$$

а во второй паре:

$$P_2^{(3)} = \xi_2 P - \xi_3 P \cdot \frac{\eta}{1 + 2\eta} = P \left(\xi_2 \cdot \frac{\eta}{1 + \eta} - \xi_3 \cdot \frac{\eta}{1 + 2\eta} \right). \quad (16)$$

Следовательно, после i -ой затяжки соединения усилием $P^{(i)} = \xi_i P$ усилия в каждой из всех ранее затянутых $(i-1)$ парах снизится на величину $\Delta P^{(i)} = \xi_i P \cdot \frac{\eta}{1 + (i-1)\eta} = \xi_i P \cdot \psi$

затяжки последней N -ой пары, где $\psi_i = \frac{\eta}{1 + (i - 1)\eta}$ – коэффициент разгрузки ранее затянутых пар при i -ой затяжке.

Проведенный анализ позволяет установить, что после окончания обхода (осуществления затяжки последней N -ной пары) суммарные осевые усилия в парах крепёжных деталей распределятся следующим образом:

$$\begin{aligned}
 P_1^{(N)} &= P(\xi_1 - \xi_2 \cdot \psi_1 - \xi_3 \cdot \psi_2 - \dots - \xi_N \cdot \psi_{(N-1)}); \\
 P_2^{(N)} &= P(\xi_2 - \xi_3 \cdot \psi_2 - \xi_4 \cdot \psi_3 - \dots - \xi_N \cdot \psi_{(N-1)}); \\
 P_3^{(N)} &= P(\xi_4 \cdot \psi_3 - \xi_5 \cdot \psi_4 - \dots - \xi_N \cdot \psi_{(N-1)}); \\
 &\dots\dots\dots \\
 P_{(N-1)}^{(N)} &= P(\xi_{(N-1)} \cdot \psi_{(N-2)} - \dots - \xi_N \cdot \psi_{(N-1)}); \\
 P_N^{(N)} &= P \cdot \xi_N.
 \end{aligned}
 \tag{17}$$

Учитывая, что после окончания однообходной затяжки суммарное усилие в каждой паре крепёжных деталей должны равняться нормированному усилию P , получим аналогичную систему N уравнений, устанавливающих зависимость между коэффициентами перегрузки, обеспечивающими однообходную затяжку соединения до требуемого уровня. Из этой системы уравнений следует закономерность изменения коэффициентов перегрузки последовательно затягиваемых пар:

$$\xi_k = \xi_{(k+1)} \cdot (1 + \psi_k),
 \tag{18}$$

которая позволяет установить алгоритм (рис. 2) для осуществления их расчетов с применением ЭВМ.

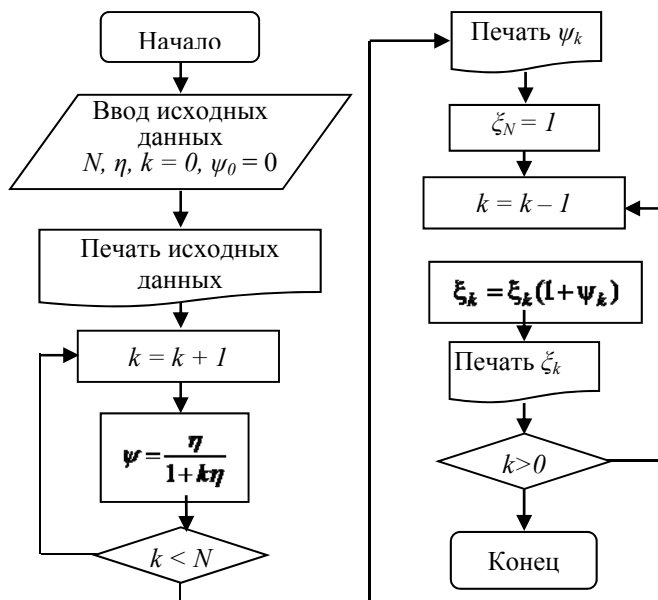


Рис. 2. Алгоритм расчета коэффициентов перегрузки крепёжных деталей ГРС

По этому алгоритму проведены расчеты коэффициентов перегрузки. Результаты расчетов приведены в табл. 1, а пример их графической интерпретации – на рис. 3.

Таблиця 1

Коэффициенты перегрузки крепежных деталей ГРС при их однообходной затяжке

№ пары	Коэффициенты перегрузки ξ_i								
	N = 4			N = 6			N = 8		
	$\eta = 0,1$	$\eta = 0,2$	$\eta = 0,3$	$\eta = 0,1$	$\eta = 0,2$	$\eta = 0,3$	$\eta = 0,1$	$\eta = 0,2$	$\eta = 0,3$
1	1,273	1,67	2	1,4544	1,833	2,154	1,636	2,122	2,504
2	1,167	1,231	1,375	1,333	1,57	1,7503	1,4999	1,857	2,034
3	1,077	1,106	1,1579	1,2307	1,374	1,474	1,3845	1,625	1,788
4	1	1	1	1,1428	1,22	1,273	1,285	1,444	1,5445
5				1,0667	1,106	1,12	1,2	1,2999	1,359
6				1	1	1	1,125	1,1818	1,2135
7							1,0558	1,0833	1,09677
8							1	1	1

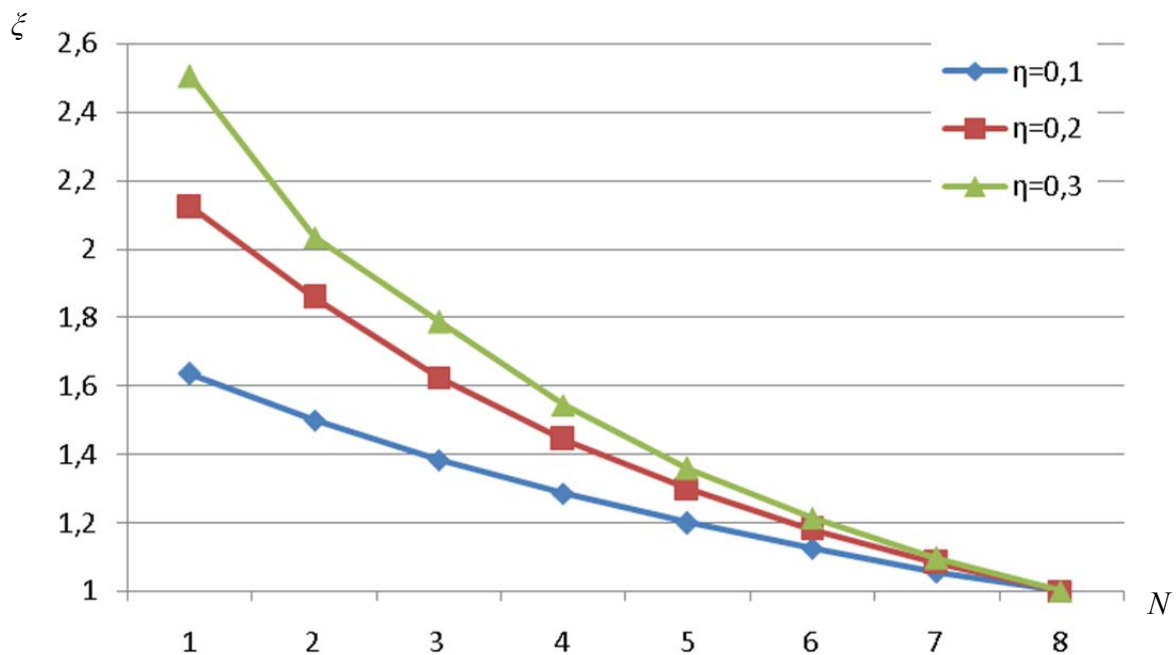


Рис. 3. Степень перегрузки крепежных деталей ГРС при однообходной затяжке для $N = 8$

ВЫВОДЫ

Выполнен силовой анализ процесса нагружения крепежных деталей ГРС в режиме однообходной затяжки. Создана математическая модель расчета коэффициентов перегрузки, обеспечивающих достижение нормируемых усилий затяжки во всех крепежных деталях. Показано, что для сборки ГРС с высокой относительной податливостью соединения и количеством пар $N \geq 8$ применение технологии однообходной затяжки становится невозможным по условиям прочности крепежных деталей.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тамаркин М. А. Технология сборочного производства / М. А. Тамаркин, Э. Э. Тищенко, И. В. Давыдова. – Ростов н/Д : Феникс, 2007. – 270 с.
2. Водолазская Н. В. Надежность и эксплуатация технических систем : монография / Н. В. Водолазская, С. В. Стребков. – Белгород : Белгородский ГАУ, 2017. – 151 с.
3. Водолазская Н. В. Сборка резьбовых соединений. Проблемы и перспективы совершенствования технологии сборочных процессов : монография / Н. В. Водолазская, В. М. Искрицкий, Е. Г. Водолазская. – Краматорск : ДГМА, 2014. – 192 с.
4. Водолазская Н. В. Модели, алгоритмы и технические средства обеспечения качества сборки резьбовых соединений : монография / Н. В. Водолазская. – Донецк : ДВНЗ «ДонНТУ», 2013. – 207 с.
5. Водолазська Н. Проблеми автоматизації складання різевих з'єднань / Н. Водолазська, О. Водолазська, В. Іскрицький // *Машинознавство*. – 2001. – № 11(53). – С. 51–53.
6. Водолазская Н. В. К вопросу оценки компоновок роторных сборочных машин для резьбовых соединений / Н. В. Водолазская, А. Н. Михайлов // *Сборка в машиностроении и приборостроении*. – М., 2004. – № 4. – С. 34–37.
7. Водолазская Н. В. Анализ технологии автоматизированной сборки винтовых соединений / Н. В. Водолазская // *Прогрессивные технологии и системы машиностроения*. – Донецк, 2002. – Вып. 19. С. 31–36.
8. Водолазская Н. В. Технологические особенности определения количества сборочных позиций роторно-многоярусных машин / Н. В. Водолазская // *Вісник Донбаської державної машинобудівної академії : зб. наук. праць*. – Краматорськ : ДДМА, 2005. – № 2. – С. 118–121.
9. Водолазская Е. Г. Выбор энергетических параметров блоков технологического воздействия для сборки резьбовых соединений / Е. Г. Водолазская, В. М. Искрицкий, Н. В. Водолазская // *Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем : зб. наук. праць*. – Краматорськ : ДДМА, 2004. – Вип. 15. – С. 174–180.
10. Искрицкий В. М. Динамика процесса соударения в механизмах для сборки резьбовых соединений / В. М. Искрицкий, Н. В. Водолазская, Е. Г. Водолазская // *International scientific conference UNITECH'04. Proceedings*. – Vol. 1. – Gabrovo, Bulgaria, 18–19 November 2004. – P 244–249.
11. Vodolazskaya E. The analysis of influencing of modes of impact of members rarely percussive a box wrench on the power characteristics / E. Vodolazskaya, V. Iskrikiyi, N. Vodolazskaya // *Research and Development in Mechanical Industry. RaDMI 2003. Proceedings. Volume 1 : Herceg Novi.*, 2003. – P. 573–577
12. Wodolazskaja N. W. Dynamika procesu modułowego montażu połączeń śrubowych / N. W. Wodolazskaja, E. G. Wodolazskaja, W. M. Iskrikiy // *Technologia i automatyzacja montażu*. – Warszawa : OBR “ТЕКОМА”, 2002. – № 1. – С. 30–32.
13. Искрицкий В. М. Сборка резьбовых соединений металлургического оборудования / В. М. Искрицкий, Е. Г. Водолазская, Н. В. Водолазская // *Совершенствование процессов и оборудования обработки давлением в металлургии и машиностроении*. – Вып. 4. – Краматорск, 1998. – С. 392–394.
14. Искрицкий В. М. Аналитические исследования процесса сборки групповых резьбовых соединений [Электронный ресурс] / В. М. Искрицкий, Н. В. Водолазская // *Научный Вестник Донбасской государственной машиностроительной академии : сб. науч. трудов*. – Краматорск : ДГМА, 2016. – № 2(20Е). – С. 73–80.
15. Житников Б. Ю. Применение промышленных роботов на основе средств пассивной адаптации для сборки деталей, сопрягаемых по цилиндрическим и резьбовым поверхностям / Б. Ю. Житников, Ю. З. Житников // *Сборка в машиностроении, приборостроении*. – 2013. – № 5. – С. 16–18.
16. Водолазская Н. В. Совершенствование системы ТОиР за счет повышения надежности используемой ремонтной оснастки / Н. В. Водолазская // *Проблемы и перспективы инновационного развития агротехнологий*. Том 2. – Белгород : Издательство ФГБОУ ВО Белгородский ГАУ, 2016. – С. 21–22.
17. Vodolazskaya N. V. Mathematical Analysis of Assembly Technology of Responsible Types of Connections [Текст] / N. V. Vodolazskaya, V. M. Iskrikiy // *Research and Development in Mechanical Industry. RaDMI 2017. Proceedings. Vol.1. Zlatibor Serbia, Serbia. 14–17 September, 2017*. – P. 205–211
18. Гельфанд М. Л., Ципенюк Я. И., Кузнецов О. К. Сборка резьбовых соединений. – М. : Машиностроение, 1978. – 109 с.